

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ Offenlegungsschrift
⑪ DE 36 16 001 A 1

⑤① Int. Cl. 4:
F02 G 1/043

②① Aktenzeichen: P 36 16 001.6
②② Anmeldetag: 13. 5. 86
④③ Offenlegungstag: 19. 11. 87

Deutsches Patentamt

DE 3616001 A 1

⑦① Anmelder:
Eder, Franz X., Prof. Dr.-Ing., 8000 München, DE

⑦② Erfinder:
gleich Anmelder

⑤④ Thermohydraulische regenerative Arbeitsmaschine

DE 3616001 A 1

Patentansprüche

1. Thermohydraulische regenerative Arbeitsmaschine, die aus einem hermetisch abgedichteten Kurbelgehäuse und einem mit Druckgas gefüllten Arbeitszylinder mit einem darin periodisch hin- und herbewegten Verdrängerkolben besteht, durch den der Zylinderhubraum in ein auf hohe Temperatur beheiztes und ein auf etwa Umgebungstemperatur gekühltes Teilvolumen unterteilt wird, die über einen thermischen Regenerator in Verbindung stehen, und zur Energieübertragung der im Arbeitszylinder erzeugten periodischen Gasdruckschwingungen auf ein weniger kompressibles Fluid einen Druckkonverter anwendet, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckkonverter aus einem Druckzylinder (11) mit Kolben (12) für das Arbeitsgas, dessen Druckkammern mit dem kalten Arbeitsvolumen bzw. mit dem Kurbelgehäuse (4) kommunizieren, und einem Hydraulikzylinder (13) mit Kolben (14) und Ventilen für die Übertragungsflüssigkeit besteht, beide Kolben starr miteinander verbunden sind, jedoch gemeinsam als Freikolben in den Zylindern sich hin- und herbewegen und dadurch die Übertragungsflüssigkeit im hydraulischen Zylinder bei niedrigem Druck angesaugt und auf ein höheres Druckniveau gepumpt wird.
2. Thermohydraulische regenerative Arbeitsmaschine nach dem Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Kurbelgehäuse (4) über ein Überströmventil (10) mit dem kalten Arbeitsvolumen in Verbindung steht, so daß sich im Kurbelgehäuse selbsttätig der Minimumgasdruck einstellt.
3. Thermohydraulische regenerative Arbeitsmaschine nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Konverter-Druckzylinder (11) als Teil des Kurbelgehäuses (4) ausgebildet ist und eine seiner Arbeitskammern bildet, während die zweite mit dem kalten Teilvolumen (9) des Arbeitszylinders in Verbindung steht.
4. Thermohydraulische regenerative Arbeitsmaschine nach den Ansprüchen 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Druckventil (20) des Hydraulikzylinders (13) mit einem Hydrospeicher verbunden ist.
5. Thermohydraulische regenerative Arbeitsmaschine nach den Ansprüchen 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Kurbelwelle für den Verdrängerkolben von einem Hydromotor angetrieben wird, der seine Antriebsenergie aus dem Hydrospeicher bezieht.
6. Thermohydraulische regenerative Arbeitsmaschine nach den Ansprüchen 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolbenstange des Verdrängerkolbens (2) als Differentialkolben ausgebildet ist, der sich in einem passenden Zylinder verschiebt und dessen Teilquerschnitte derart bemessen sind, daß auf die Durchführung keine resultierende Längskraft ausgeübt wird.
7. Thermohydraulische regenerative Arbeitsmaschine nach den Ansprüchen 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Durchmesser des Differentialkolbens nach Anspruch 6 derart bemessen sind, daß eine resultierende, zum Gehäuse gerichtete Kraft auf die Kolbenstange ausgeübt wird und der oberen Ringkammer (59) über ein gesteuertes Ventil der Überdruck des kalten Arbeitsvolumens periodisch zugeführt wird.

8. Thermohydraulische regenerative Arbeitsmaschine nach den Ansprüchen 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß als Arbeitsmaschine an den Hydrospeicher ein oder mehrere parallel geschaltete Hydromotoren über ein Regelventil angeschlossen werden.

Beschreibung

Als Alternative zu den heute dominierenden Verbrennungskraftmaschinen, bei denen der Brennstoff intermittierend durch eine innere Verbrennung bei hoher Temperatur und Schadstoffemission in Wärmeenergie umgewandelt wird, treten seit zwei Jahrzehnten regenerative Wärmekraftmaschinen wie z. B. der schon lange bekannte Stirling-Motor in Erscheinung. Diese Maschinen arbeiten mit einer äußeren Verbrennung (und Luftüberschuß) des gasförmigen oder flüssigen Brennstoffs bei mäßig hoher Temperatur, weisen einen höheren thermodynamischen Wirkungsgrad, nur etwa ein Zehntel der Schadstoffemission und eine viel geringere Geräuschemission als Otto- oder Dieselmotoren auf, sind aber heute noch teurer in der Herstellung und weisen ein höheres Gewicht auf.

Als bekanntester Vertreter dieser regenerativen Arbeitsmaschinen kann der Stirling-Motor gelten. Er besitzt einen Arbeitszylinder mit einem periodisch hin- und herbewegten Verdrängerkolben, der zusammen mit einem Heizwärmetauscher, einem Kühler und thermischen Regenerator ein hermetisch abgeschlossenes Drucksystem darstellt, das mit Helium oder Wasserstoff als Arbeitsgas gefüllt ist. Der Hubraum des Arbeitszylinders wird vom Verdrängerkolben in ein kaltes, an den Kühler angeschlossenes Arbeitsvolumen und in ein heißes Teilvolumen unterteilt, das mit dem Heizwärmetauscher kommuniziert. Das Arbeitsgas wird vom Verdrängerkolben in wechselnder Flußrichtung durch den Regenerator und Wärmetauscher alternierend in beiden verschiedenen temperierten Arbeitsräume geschoben. Sein Gesamtdruck nimmt dadurch den Höchstwert an, wenn das heiße Teilvolumen am größten ist und erreicht sein Minimum, wenn sich das Arbeitsgas im kalten Teilvolumen konzentriert. Wesentliches Merkmal jeder regenerativen Wärmekraftmaschine ist die periodische Druckänderung seines Arbeitsmediums als Folge der bei hohem bzw. tieferem Niveau in den Teilvolumina aufrechterhaltenen Gastemperaturen. Der Arbeitszylinder mit Verdrängerkolben, Wärmetauschern für die Zufuhr und Abfuhr von Wärme und thermischen Regenerator stellen einen thermischen Verdichter dar, dessen zunächst potentieller Energievorrat durch besondere Maßnahmen ausgekoppelt und in mechanische Arbeit umgewandelt werden kann.

Beim Stirling-Motor wird mechanische Arbeit von einem Arbeitskolben geleistet, der an der Kurbelwelle des Verdrängerkolbens angelenkt ist, jedoch gegenüber diesem eine Phasendifferenz von etwa 90° besitzt und auf dem während eines halben Arbeitszyklus der höhere Arbeitsdruck wirkt. Als Nachteil dieser Anordnung läßt sich anführen, daß die Drehzahlen von Verdränger- und Arbeitskolben zwangsläufig übereinstimmen müssen.

Eine weitere Möglichkeit der Energieauskopplung besteht darin, den thermischen Verdichter über Rückschlagventile mit zwei Gaspuffern zu verbinden, in denen sich unterschiedliche Drücke des Arbeitsmediums, maximal der Höchst- und Minimaldruck einstellen. Die Druckdifferenz kann in Strömungs- oder Kolbenarbeitsmaschinen zur Erzeugung mechanischer Wellenlei-

stung genutzt werden. Solche Vorschläge sind in den Offenlegungsschriften DE 24 21 398, 32 20 071 und 32 29 108 sowie in den US-Patentschriften 32 48 870 und 39 90 246 veröffentlicht worden. Bei diesen Verfahren sind die Drehzahlen von Verdrängerkolben und Arbeitsmaschine vollkommen unabhängig voneinander; ihr Nachteil liegt darin, daß das Arbeitsgas durch die Arbeitsmaschine kontaminiert wird und diese bei niedrigem Differenzdruck, jedoch hohen Absolutdrücken arbeiten muß.

In der Offenlegungsschrift DE 33 14 705 des DPA wird zur Energieauskopplung ein Druckkonverter angegeben, bei dem die periodischen Druckänderungen des Arbeitsgases auf eine Druckflüssigkeit z. B. Hydrauliköl in einem zweiten, vom ersten getrennten Verbraucherkreis übertragen werden. Der Konverter besteht aus zwei Zylindern und einem frei beweglichen Differentialkolben. Der gasseitige Kolben wird vom Druckunterschied zwischen dem oszillierenden Druck im Arbeitszylinder und einem Referenzdruck periodisch hin- und herbewegt und nimmt den hydraulischen Kolben mit, der die Druckflüssigkeit bei Umgebungsdruck ansaugt und auf hohen Druck verdichtet. Nachteilig bei dieser Methode der Leistungsauskopplung ist die Forderung, daß der Referenzdruck genau eingestellt werden muß, damit eine symmetrische Kolbenbewegung und damit eine optimale Pumpleistung zustandekommt.

Dieses Problem läßt sich einfach mit einer Zweizylindermaschine lösen, welche zwei identische Arbeitszylinder (mit gemeinsamer Wärmezufuhr) besitzt, deren von der gemeinsamen Kurbelwelle angetriebenen Verdrängerkolben um 180° phasenverschoben arbeiten. Da bei dieser Anordnung die Differenz der Arbeitsdrücke durch eine gerade periodische Funktion gegeben ist, kann nach dem Vorschlag der Offenlegungsschrift DE 32 46 633 des DPA ein besonders einfacher Konverter angewandt werden, der aus einem symmetrischen Doppelkolben besteht, der sich in einem passenden Doppelzylinder frei bewegen kann. Durch die auf ihn wirkenden alternierenden Gaskräfte wird der Kolben um seine Mittellage hin- und hergeschoben, wodurch im hydraulischen Zylinderteil die Übertragungsflüssigkeit periodisch angesaugt und auf hohen Druck verdichtet wird. Dieses Verfahren setzt einen symmetrischen Verlauf des auf den Gaskolben wirkenden Differenzdruckes voraus und ist mit einer Einzylindermaschine nicht zu realisieren.

Ein Merkmal der vorliegenden Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, daß zur Energieauskopplung bei einer Einzylinder-Maschine ein einfachwirkender Druckkonverter und als Referenzdruck der Minimaldruck im Arbeitszylinder angewandt wird.

Anhand der Fig. 1 und 2 wird der Erfindungsgedanke näher erläutert: Fig. 1 zeigt den schematischen Aufbau der Antriebsmaschine, aus thermischem Verdichter und Druckkonverter bestehend, Fig. 2 den zeitlichen Verlauf des Arbeitsdruckes und der Kolbenbewegung.

Der thermische Verdichter besteht aus dem Arbeitszylinder (1) mit Verdrängerkolben (2), der über Kolbenstange und Pleuel an die Kurbelwelle (3) angelenkt ist, dem Kurbelgehäuse (4), dem Heizwärmetauscher (5), thermischen Regenerator (6) und dem Kühler (7). Die Kurbelwelle (3) wird von einem (nicht gezeichneten) elektrischen Hilfsmotor angetrieben und bewegt den Verdrängerkolben (2) zwischen oberem (OT) und unterem Totpunkt (UT) periodisch hin und her. Der Heizwärmetauscher (5) ist Bestandteil der Brennkammer, welcher die zum Betrieb der Arbeitsmaschine notwen-

dige Wärmeleistung Q_2 bei der Temperatur T_2 (400 bis 700°C) zugeführt wird. Im Kühler (7) wird dem geschlossenen Arbeitskreis, der mit Helium oder Wasserstoff (30 bis 120 bar) gefüllt ist, die Kühleistung Q_0 bei der Temperatur T_0 (30 bis 80°C) entzogen, so daß nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik eine verlustfrei arbeitende Maschine die mechanische Leistung

$$W = Q_2 - Q_0 \quad (1)$$

abgeben sollte.

Der Hubraum von (1) wird durch den Kolben (2) in den oberen, heißen (8) und unteren, kalten Arbeitsraum (9) aufgeteilt, in denen das Arbeitsgas die Temperatur T_2 bzw. T_0 besitzt. Der thermische Regenerator (6) besteht z. B. aus einem Stapel feinmaschiger V2A-Netze und speichert den Wärmeinhalt des heißen Gases, wenn es der von UT nach OT sich bewegende Kolben (2) hindurchschiebt. Während der Gegenbewegung wird der gespeicherte Wärmeinhalt vom Arbeitsgas, das nunmehr von (7) durch (6) nach (5) strömt, wieder aufgenommen und verläßt den Regenerator mit der Temperatur T_2 . Da die Gasmenge m konstant bleibt, muß sich während eines Arbeitszyklus der überall gleich hohe Systemdruck p_s entsprechend dem Gasgesetz

$$p_s = mR / \Sigma V_i / T_i \quad (2)$$

wenn R die Gaskonstante und V_i die Teilvolumina (8), (9), sowie die Totvolumina der Wärmetauscher (5), (7) und des Regenerators (6), und T_i die in diesen herrschende Temperatur bedeuten. Als Folge davon stellt sich die in Fig. 2 eingezeichnete Kurve "0" ein, die das auf den Minimaldruck p_1 bezogene Druckverhältnis p_2/p_1 abhängig vom Kurbelwinkel α zeigt. Im Kurbelgehäuse (4) stellt sich infolge der Leckage in der Kolbenstangendurchführung ein mittlere Gasdruck ein, der zwischen p_1 und p_2 liegt.

Nach der Erfindungsidee läßt sich der Minimaldruck p_1 im Kurbelgehäuse (4) automatisch einstellen, wenn zwischen dem unteren Arbeitsvolumen (9) und (4) das Rückschlagventil (10) geschaltet wird, das sich bei einem geringen Überdruck $p_1 - p_s$ (etwa 0.1 bis 0.2 bar) öffnet, wobei $p_1 = p(\alpha)$ vom Kurbelwinkel α abhängt und nur in der Nähe von $\alpha = 0$ seinen niedrigsten Wert erreicht.

Der Druckübertrager besteht nach Fig. 1 aus dem Zylinder (11) mit Kolben (12) für das Arbeitsgas und dem kleineren Zylinder (13) mit Kolben (14) für die Übertragungsflüssigkeit (Hydrauliköl). Beide Kolben (12), (14), die starr durch die Kolbenstange (15) miteinander verbunden sind, können sich als Ganzes zwischen den Endlagen frei bewegen. Die Druckkammern (16) und (17) von Zylinder (11) stehen mit dem Gehäuse (4) bzw. mit dem kalten Teilvolumen (9) in Verbindung. Die Druckkammer (18) des Hydrozylinders (13) besitzt ein Saug- und Druckventil (19), (20) und stellt mit dem Kolben (14) erfindungsgemäß eine hydraulische Kolbenpumpe dar, die vom Arbeitskolben oszillierend, jedoch mit veränderlichem Hub y angetrieben wird. Das über das Ventil (19) bei 1 bar angesaugte Hydrauliköl wird über das Druckventil (2) in den mit Gasdruck vorgespannten Hydrospeicher (21) mit dem Druck p_1 gefördert. Das sich in (13) sammelnde Lecköl fließt durch die Rohrleitung (23) in den Öltank zurück.

In Fig. 2 ist außer dem Gasdruck der vom rechten Zylinderdeckel gemessene Kolbenhub y für verschiedene Betriebszustände eingetragen.

Die Kurven a bis d gelten jeweils für einen maximalen

Systemdruck $p_2 = p_3$, dem der Förderdruck p_f der Pumpeinheit entspricht, der sich aus der Gasdruckdifferenz ($p_2 - p_1$) und dem Verhältnis r der Kolbenquerschnitte errechnet:

$$p_f = (p_2 - p_1) r \quad (3)$$

Aus den mit "b" bezeichneten Kurven in Fig. 2 geht hervor, daß während der Phase 1—2 und für die Kolbenausgangsposition $y = 0$ der Systemdruck stetig zunimmt und beim Kurbelwinkel α_2 der Druck p_2 erreicht wird. Während des anschließenden Abschnitts 2—3 wird unter konstantem Druck der Doppelkolben nach links geschoben, bis der Verdränger (2) den unteren Totpunkt (UT) erreicht hat; der Hydraulikkolben (14) hat in dieser Phase das Ölvolumen

$$V_f = y_3 A_f \quad (4)$$

in den Druckspeicher (21) gepumpt, wenn y_3 der in Fig. 2 eingetragene Kolbenhub und A_f der Querschnitt des Kolbens (14) bedeutet. Im Abschnitt 3—4 nimmt der auf dem Arbeitskolben (12) lastende Differenzdruck ab, d. h. der Kolben verharrt in seiner Stellung, bis bei $\alpha = \alpha_4$ dieser Null wird und der Freikolben entweder durch Federkraft oder durch die vom Minimaldruck p auf die unterschiedlichen Kolbenflächen von (12) ausgeübte Kraft in die Ausgangsposition gebracht wird, wobei gleichzeitig über das Ventil (19) Hydrauliköl aus dem Vorratsbehälter angesaugt wird.

Zwischen dem Hydrospeicher (21) und dem Ölbehälter läßt sich stationär in einem äußeren Verbraucherkreis ein Mengenstrom aufrecht erhalten, der durch das Drosselventil (22) geregelt werden kann. Als Verbraucher lassen sich Hydromotoren oder -zylinder anwenden, in denen sich pro Arbeitszyklus die mechanische Arbeit

$$W = (p_2 - p_1) r y_3 A_f \quad (5)$$

erzeugen läßt. Da r und A_f feste Größen sind, folgt aus Gl. (5), daß die geleistete Arbeit nur vom Produkt $(p_2 - p_1) \cdot y_3$ abhängt. Diese wird Null für $y_3 = 0$, d. h. für maximales Druckverhältnis (Kurve "0"), und durchläuft ein ausgeprägtes Maximum für niedrigere Betriebsdrücke. Da die erzeugte Leistung P der Drehzahl n der Kurbelwelle proportional ist, die Fördermenge nach Gl. (4) demnach

$$\dot{V}_f = y_3 A_f n \quad (6)$$

beträgt, der von einem Hydromotor mit dem Schluckvolumen u (cm³/U) bei der Drehzahl n_f erforderliche Durchsatz durch

$$\dot{V}_f = u n_f \quad (7)$$

gegeben ist, liefert der Vergleich von (6) und (7) als "Abtriebsdrehzahl" den Wert

$$n_f = n y_3 A_f / u \quad (8)$$

Die Drehzahl des Hydromotors hängt demnach vom Hub y_3 des Konverterkolbens ab, da die Größe A_f/u eine konstruktionsbedingte Konstante ist. Wie aus Fig. 2 zu entnehmen ist, kann er Hub y_3 zwischen Null und einem Höchstwert liegen und hängt vom Betriebsdruck p_2 , d. h. nach Gl. (3) vom Förderdruck p_f ab.

Das vom Hydromotor ausgeübte Drehmoment, das proportional zum Betriebsdruck ist, erreicht daher bei $y_3 = n_f = 0$, d. h. bei Stillstand seinen Höchstwert. Mit der vorliegenden Erfindung ist demnach eine Methode gefunden worden, die in einem thermischen Verdichter erzeugte Leistung in eine Wellenleistung umzusetzen, bei dem das Drehmoment mit wachsender Drehzahl stetig abnimmt. Diese Drehmomentenkennlinie entspricht der eines elektrischen Hauptstrommotors.

Ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung besteht darin, daß die aus dem Verdichterkreis ausgekoppelte hydraulische Energieform in begrenztem Umfang speicherbar ist und für einige wichtige Anwendungen, z. B. in Fahrzeugen eine mechanische Zusatzleistung verfügbar ist.

Ein Beispiel für eine vollständige thermohydraulische Arbeitsmaschine ist vereinfacht in Fig. 3 dargestellt. Arbeitszylinder (24) mit Verdrängerkolben (25), Brennkammer (26) und Regenerator (27) bilden eine konstruktive und thermische Einheit und sind gemeinsam von einem Isolationsmantel umgeben. Der geschlossene Verdichterkreis wird durch den Kühler (28) ergänzt und ist auf dem Maschinengehäuse (29) montiert, das über ein Überdruckventil (30) mit dem unteren, kalten Arbeitsraum von (24) verbunden ist, um den Minimalgasdruck in (29) aufrecht zu erhalten. Die Kolbenstange (32) des Verdrängers (25) ist druckdicht durch den Zylinderboden geführt und wird über die Kurbelwelle (31) vom Hilfsmotor (33) angetrieben. Mit dem Gehäuse (29) ist der Druckkonverter konstruktiv integriert: er besteht aus dem Gaszylinder (34) mit Kolben (35) und dem Hydraulikzylinder (36) mit Kolben (37), der mit dem Gaskolben (35) durch die Kolbenstange (38) starr verbunden und gegen (34) abgedichtet ist. Der Doppelkolben (35, 37) stellt einen Freikolben dar, dessen Hub nur durch die Zylinderdeckel begrenzt ist. Der Pumphraum (39) ist über das Saugventil (40) mit dem Vorratstank (41) und durch das Druckventil (42) mit dem Hydrospeicher (43) verbunden, in dem sich der Betriebsdruck p_f einstellt. Der als Nutzlast verwendete Hydromotor (44) ist über den flexiblen Hochdruckschlauch (45) mit dem Druckspeicher (43) verbunden; der Mengenstrom und damit die Drehzahl des Hydromotors (44) wird durch das Ventil (46) geregelt.

Bei dem in Fig. 3 dargestellten Konstruktionsbeispiel wirkt der sich im Gehäuse (29) einstellende Minimumsgasdruck unmittelbar auf die innere Kolbenfläche von (35), während seine nach außen zeigende Fläche (die um den Kolbenstangenquerschnitt kleiner ist) durch den Systemdruck p_2 belastet wird, der durch das Rohr (47) aus dem unterem Arbeitsvolumen zugeleitet wird. Als Hilfsmotor (33) kann ein Elektromotor oder mit Vorteil ein Hydromotor kleiner Leistung angewandt werden, der über ein Regelventil durch den Druckspeicher (43) versorgt wird. Es sind andere konstruktive Varianten möglich, speziell bei Einheiten größerer Leistung, die als Zwei- oder Vierzylindermaschinen in Boxeranordnung ausgeführt werden. Dabei werden die gleichphasig arbeitenden Arbeitsräume der identischen Arbeitszylinder parallel geschaltet und mit den Druckkammern eines Konverters verbunden.

Wie aus den Druckkurven der Fig. 2 hervorgeht, herrscht zu jedem Zeitpunkt im Arbeitszylinder gegenüber dem Gehäuse ein periodisch veränderlicher Überdruck des Arbeitsgases, der zu einer resultierenden Axialkraft auf die Kolbenstange des Verdrängers führt. Um den dadurch hervorgerufenen Ungleichförmigkeitsgrad für den Verdrängerantrieb zu unterbinden, wird als zu-

sätzliches Erfindungsmerkmal die in Fig. 4 gezeigte drucklose Kolbenstangendurchführung eingeführt.

Die Kolbenstange (48) des Verdrängerkolbens (49) vom Durchmesser d_1 ist druckdicht durch den Zylinderboden (50) geführt und geht in den Kolben (51) vom Durchmesser d_2 über, der im Führungszylinder (52) gleitet. Der Kolben (51) ist gegen die Pleuelstange (53) von etwas kleinerem Durchmesser d_3 abgesetzt, welche gegen den Gehäusedruck p_1 abgedichtet ist; ihr unteres Ende bildet das Pleuelauge (54), an dem das Antriebspleuel (55) angelenkt ist. Durch die Rohrleitung (57) ist der Arbeitsraum (58) mit der Ringkammer (56) und die darüberliegende Kammer (59) durch die Bohrung (60) mit dem Gehäuseinnern verbunden.

Es läßt sich leicht nachweisen, daß die Axialkraft auf die Kolbenstange verschwindet, wenn die Bedingung für die Einzeldurchmesser

$$d_3 = d_2 - d_1 \quad (9)$$

erfüllt ist.

Wird eine Pleuelstange von etwas größerem Durchmesser d_3 als nach Gl. (9) berechnet, verwendet, so tritt an der Kolbenstange eine nach oben gerichtete Kraft auf. Erfindungsgemäß läßt sich durch eine periodisch gesteuerte Zuführung des Arbeitsdruckes p_2 über die Bohrung (60) ein selbsttätiger Antrieb des Verdrängerkolbens bewerkstelligen. Zu diesem Zweck wird die Bohrung (60) mit der Zuleitung (57) über ein Ventil verbunden, das mechanisch oder elektromagnetisch durch einen Nocken auf der Kurbelwelle zum richtigen Kurbelwinkel betätigt wird.

- Leerseite -

3616001

Nummer:
Int. Cl.⁴:
Anmeldetag:
Offenlegungstag:

36 16 001
F 02 G 1/043
13. Mai 1988
19. November 1987

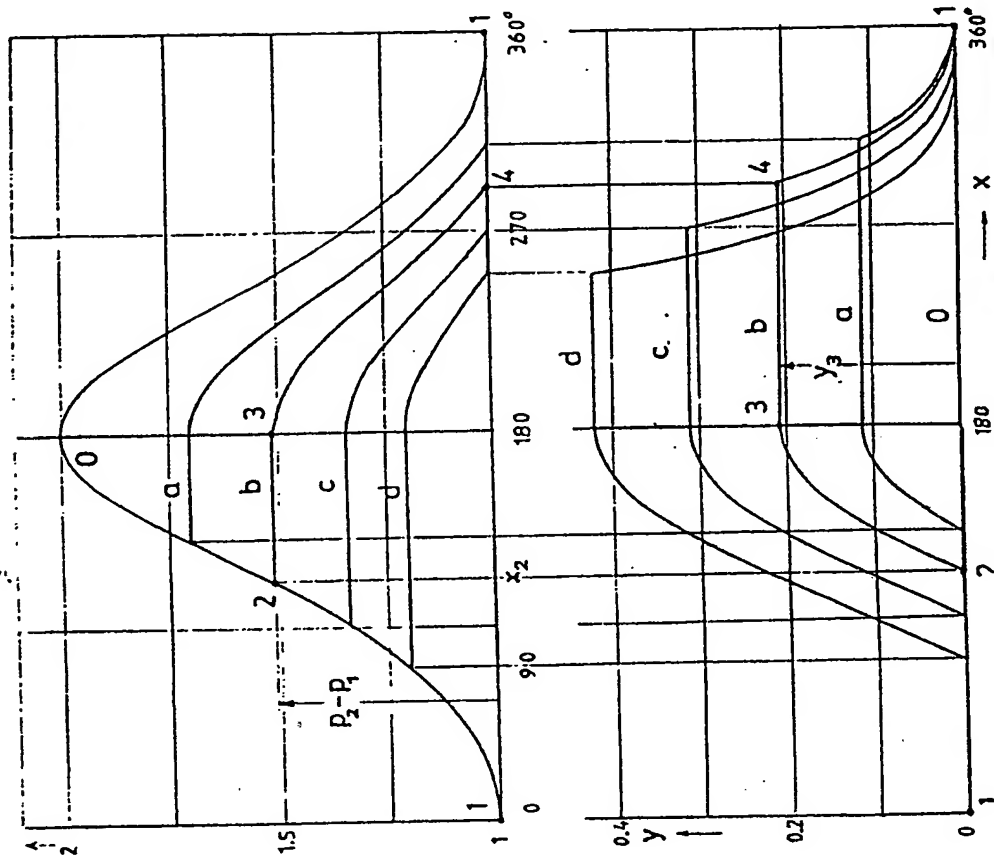


Fig. 2

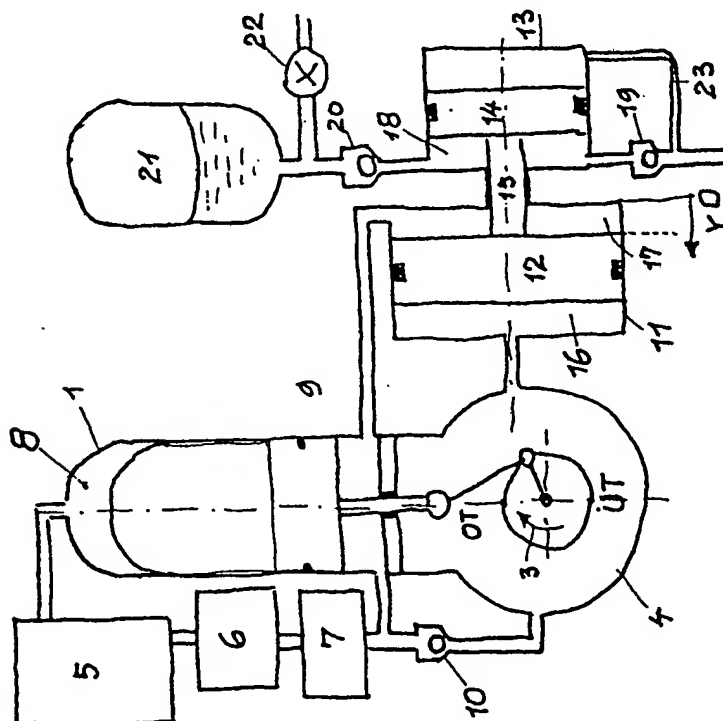


Fig. 1

708 847/66

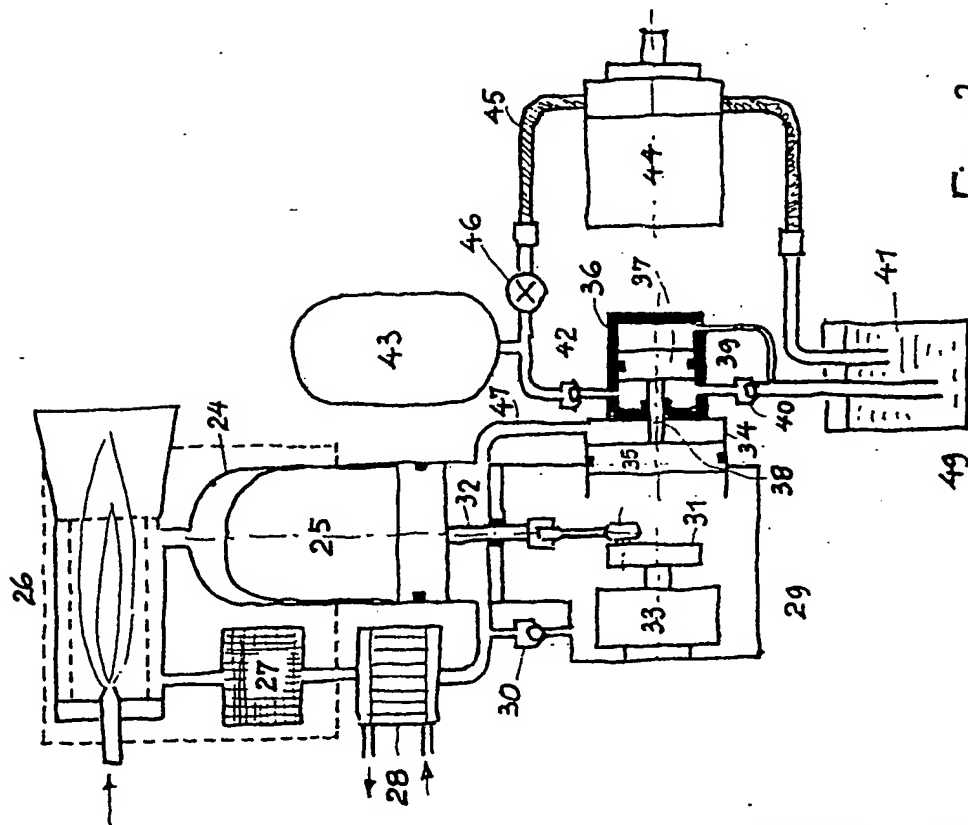


Fig. 3

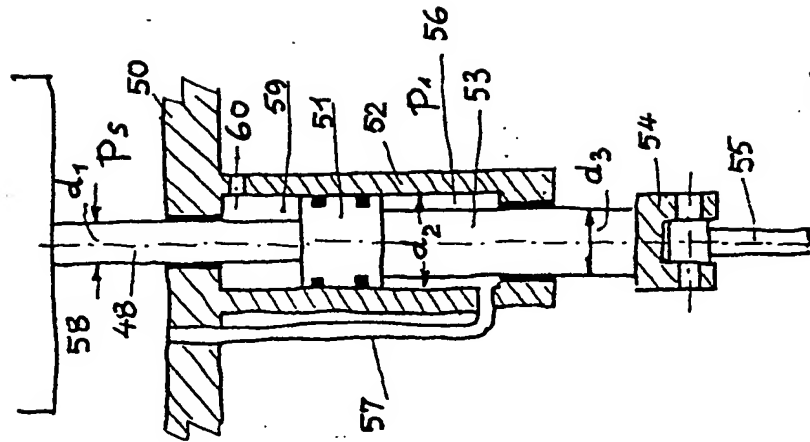


Fig. 4

ORIGINAL INSPECTED

DERWENT- 1987-328185
ACC-NO:

DERWENT- 198747
WEEK:

COPYRIGHT 2006 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Stirling cycle engine with hermetically sealed crankcase -
has cooled chamber and crankcase connected to ends of
cylinder, contg. floating piston driving coaxial piston in
valved hydraulic cylinder

INVENTOR: EDER, F X

PATENT-ASSIGNEE: EDER F X[EDERI]

PRIORITY-DATA: 1986DE-3616001 (May 13, 1986)

PATENT-FAMILY:

PUB-NO	PUB-DATE	LANGUAGE	PAGES	MAIN-IPC
DE 3616001	A November 19, 1987	N/A	007	N/A

APPLICATION-DATA:

PUB-NO	APPL-DESCRIPTOR	APPL-NO	APPL-DATE
DE 3616001A	N/A	1986DE-3616001	May 13, 1986

INT-CL (IPC): F02G001/04

ABSTRACTED-PUB-NO: DE 3616001A

BASIC-ABSTRACT:

The external combustion engine with hydraulic power output comprises a gas-filled cylinder (1) on a hermetically sealed crankcase (4), contg. a displacement piston (2) between a heated (5) chamber (8) and a chamber (9) cooled to ambient temp., which are connected via a regenerator (6).

The cooled chamber and the crankcase connect to opposite ends (17,16) of a cylinder (11), containing a piston (12) rigidly connected to a further piston (14) in a coaxial hydraulic cylinder (13) with an inlet (19) and an outlet valve (20). Thus the reciprocation of the floating piston assembly increases the pressure of the hydraulic fluid.

ADVANTAGE - A single working cylinder at min. pressure as reference pressure is combined with a single-acting gas cylinder to produce a hydraulic pressure output.

CHOSEN- Dwg.1/4

DRAWING:

TITLE- STIRLING CYCLE ENGINE HERMETIC SEAL CRANKCASE COOLING
TERMS: CHAMBER CRANKCASE CONNECT END CYLINDER CONTAIN FLOAT
PISTON DRIVE COAXIAL PISTON VALVE HYDRAULIC CYLINDER

DERWENT-CLASS: Q52

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N1987-245568